

* NOTICES *

Translated from
JP 8-136176

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

16

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] this invention is suitable as a heat exchanger for heating of the air conditioner for automobiles from which especially a warm water flow rate changes extensively about the corrugated fin type heat exchanger for heating which carries out the heat exchange of warm water and the air, and heats air.

[0002]

[Description of the Prior Art] The heat exchanger 2 for heating is installed in the cooling water (warm water) circuit of the engine 1 for an automobile run, and while circulating through warm water to the heat exchanger 2 for heating by the water pump 3 driven with an engine 1, the warm water flow rate to the heat exchanger 2 for heating is controlled by the flow control valve 4, and it is made to adjust the blow-off air temperature of this heat exchanger 2 conventionally, as an automobile is shown in drawing 1.

[0003] Moreover, it circulates through an engine cooling water at a radiator 6 through a thermostat 5, and is made to cool an engine cooling water with this radiator 6 by the water pump 3. A thermostat 5 opens, when a circulating water temperature rises like common knowledge more than predetermined temperature, and it pours cooling water at a radiator 6. 7 is the bypass circuit of an engine cooling water. 8 is a radiator side circuit, 9 is a heater side circuit, and a water pump 3 makes all these circuits 7, 8, and 9 circulate through cooling water.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] since [by the way,] a water pump 3 drives with an engine 1 -- a pump rotational frequency -- an engine speed -- if it puts in another way, it will change with the vehicle speed sharply and the warm water flow rate to the heat exchanger 2 for heating will also change sharply in connection with it. Thus, at the time of the low vehicle speed (at the time of a low flow rate), as a result of the warm water flow rate to the heat exchanger 2 for heating changing sharply, as shown in drawing 2, the problem that the thermolysis performance of the heat exchanger 2 for heating falls extremely arises.

[0005] That is, drawing 2 takes the thermolysis performance Q of a heat exchanger 2 along a vertical axis, the warm water flow rate Vw to a heat exchanger 2 is taken along a horizontal axis, the warm water flow rates at the time of a vehicle speed: 60 km/h run are 16l. / min, and the warm water flow rates at the time of an idling are 4l. / min. With the fall of this warm water flow rate, the thermolysis performance at the time of an idling fell no less than 22% as compared with the time of a vehicle speed: 60 km/h run, and had the problem that a heating feeling was spoiled.

[0006] Since start of an automobile and a halt were frequently repeated by the passage signal while the automobile was carrying out the city area run especially, when it became at the time of an idling, crew will sense the shortage of heating and had the problem that a heating feeling was spoiled remarkably each time. When this invention person examined many things and considered the cause of the above-mentioned thermolysis degradation, that they are the following reasons made him clear.

[0007] As the heat exchanger 2 for heating is shown in drawing 3, it has flat tube 2a by which the parallel arrangement was carried out so that it may become parallel to the air ventilation direction, and only one train is arranged in the air ventilation direction, and this flat tube 2a is constituted as a corrugated fin type heat exchanger which corrugated fin 2b has been arranged between this flat tube 2a by which the parallel arrangement was carried out, and was joined. 2c shows the core section which consists of this flat tube 2a and corrugated fin 2b.

[0008] Drawing 4 is water side heat transfer rate alphaw of flat tube 2a to a vertical axis. It takes and Reynolds number Re and the warm water flow rate Vw of warm water passage by flat tube 2a are taken along a horizontal axis. Since the Reynolds numbers are 500-2200 and the heat exchanger 2 for heating is used in an intermediate-flow region from a laminar-flow region within the range of the warm water flow rate which flows to the heat exchanger 2 for heating (vehicle speed : the warm water flow rate at the time of 60 km/h run 16l. / min, and the warm water flow rate at the time of an idling 4l. / min) so that I may be understood from this drawing 4, it is water side heat transfer rate alphaw. It changes with change of a warm water flow rate a lot. Consequently, it is water side heat transfer rate alphaw at a low flow rate region. It turns out that it is the cause of falling greatly and reducing the thermolysis performance at the time of an idling.

[0009] This drawing 4 shows the experimental result at the time of using the normal tube which has not added the dimple for turbulent flow promotion of warm water (tooth-like section) to the internal surface as flat tube 2a. Above-mentioned water side heat transfer rate alphaw For improvement, it is usually used abundantly to aim at turbulent flow promotion of the warm water in a tube, specifically, the disorder generator for turbulent flow promotion is inserted into a tube, or the conventional proposal of forming the dimple for turbulent flow promotion at a tube inside is made.

[0010] then, water side heat transfer rate α at the time of using flat tube 2a in which the dimple for this turbulent flow promotion was formed ***** -- when it measures, it is shown in drawing 5 -- as -- the aforementioned normal tube -- comparing -- a dimple tube -- water side heat transfer rate α On the whole, it improves. Moreover, Reynolds number Re of the transition point from a turbulent flow to a laminar flow decreases from 1400 in the case of a normal tube to 1000.

[0011] However, it also sets in a dimple tube and is water side heat transfer rate α . The point of changing with change of a warm water flow rate a lot is the same as usual. therefore -- ***** it uses the turbulent flow promotion technology like a dimple tube -- the thermolysis in the time of a low flow rate (at the time of the low vehicle speed) -- the technical problem are deficient in performance is not solved this invention was made in view of the point describing above, and aims at offering the corrugated fin type heat exchanger which can improve effectively the thermolysis performance in a low flow rate region.

[0012]

[Means for Solving the Problem] Water side heat transfer rate α [as opposed to / using Reynolds number abbreviation 1000 as a transition point so that I may be understood from above-mentioned drawing 4 and 5 / the Reynolds number in a laminar-flow region in the field not more than it] Change (inclination) is very small and the bird clapper was found. this invention is water side heat transfer rate α in this laminar-flow region. Change (inclination) makes the Reynolds number of flat tube passage extremely small very small paying attention to a bird clapper. As flat tube passage always serves as a perfect laminar-flow region until it results [from a high flow rate region] in a low flow rate region in the anticipated-use range of a warm water flow rate, it is water side heat transfer rate α . It is water side heat transfer rate α at the same time it makes change small. It is going to raise and is going to raise the thermolysis performance in a low flow rate region.

[0013] Therefore, in this invention, technical means according to claim 1 to 4 are adopted. Namely, the flat tube with which the parallel arrangement of a large number was carried out so that it might become parallel to the air ventilation direction in invention according to claim 1, and only one train has been arranged in the air ventilation direction (2a). It is the corrugated fin type heat exchanger which is arranged between this flat tube (2a) by which the parallel arrangement was carried out, and has the joined corrugated fin (2b). (a) It is set as the range whose inside thickness (b) of the aforementioned flat tube (2a) is 0.6-1.2mm. (b) It is set as the range whose height (Hf) of the aforementioned corrugated fin (2b) is 3-6mm. (c) The cross section expressed with the product of the whole surface width-of-face size (W) of the core section (2c), and a thickness size (D) which consists of an aforementioned flat tube (2a) and an aforementioned corrugated fin (2b) (WxD), A ratio (St/WxD) with the passage gross area (St) of the aforementioned flat tube (2a) According to the inside thickness (b) of the aforementioned flat tube (2a), and the height (Hf) of the aforementioned corrugated fin (2b), it is characterized by the corrugated fin type heat exchanger set as the range of 0.07-0.24.

[0014] In invention according to claim 2, it is used as a heat exchanger for heating (2) of the air conditioner for automobiles through which warm water circulates by the water pump (3) driven with an automobile engine (1) in a corrugated fin type heat exchanger according to claim 1, and when the warm water flow rates which circulate the aforementioned core section are 16l / min, it is characterized by being constituted so that the Reynolds number may become 1000 or less.

[0015] In invention according to claim 3, it is characterized by forming the aforementioned flat tube (2a) and the aforementioned corrugated fin (2b) in the aluminum, setting the board thickness of the aforementioned flat tube (2a) as the range of 0.2-0.4mm, and setting the board thickness of the aforementioned corrugated fin (2b) as the range of 0.04-0.08mm in a corrugated fin type heat exchanger according to claim 1 or 2.

[0016] In invention according to claim 4, it sets to a claim 1 or the corrugated fin type heat exchanger of any one publication of three. In the end section of the core section (2c) which consists of the aforementioned flat tube (2a) and the aforementioned corrugated fin (2b) The warm water entrance-side tank (2d) which makes warm water flow into the aforementioned flat tube (2a) is arranged. to the other end of the aforementioned core section (2c) The warm water outlet side tank (2f) by which the warm water which flows out of the aforementioned flat tube (2a) gathers is arranged, and the aforementioned core section (2c) is characterized by the thing from the aforementioned warm water entrance-side tank (2d) to the aforementioned warm water outlet side tank (2f) constituted so that it may flow only to Mukai on the other hand.

[0017] In addition, the sign in the parenthesis of each above-mentioned means shows a correspondence relation with a concrete means given in an example to mention later.

[0018]

[Function and Effect of the Invention] Since according to invention according to claim 1 to 4 a laminar-flow region is maintainable even if it makes the Reynolds number of flat tube passage sufficiently small and a warm water flow rate changes extensively by having the core section composition by the above-mentioned numerical limitation, change of the water side heat transfer rate of a flat tube can be made small.

[0019] And it can come, simultaneously the inside thickness of a flat tube is set as the thin width-of-face size of 0.6-1.2mm, a water side heat transfer rate can be improved enough, and the height (Hf) of a corrugated fin is set as the optimal range of 3-6mm, and a thermolysis performance can be improved. Consequently, the low flow rate region of a warm water flow rate is also enabled to improve a thermolysis performance sharply as compared with elegance conventionally, and a heating apparatus user's heating feeling can be improved remarkably.

[0020] Since start of an automobile and change of the warm water flow rate accompanying the repeat of a halt arise frequently in the air conditioner for automobiles especially, the effect of the above-mentioned heating feeling improvement is very useful practically.

[0021]

[Example] Hereafter, the example which shows this invention in drawing is explained. First, the reason for numerical limitation of the core section composition in invention according to claim 1 is explained in full detail. Generally in above-mentioned drawing 3, as for each sizes W, D, and H of core section 2c of a heat exchanger 2, the thing with core **** of $w=100-300\text{mm}$, a core section height [of $H=100-300\text{mm}$], and a core section thickness of $16-42\text{mm}$ is used from the loading nature and the required thermolysis performance into the heater unit case of the air conditioner for automobiles.

[0022] Moreover, as the height H_f of corrugated fin 2b is shown in drawing 6, it is optimal to set it as the range of $3-6\text{mm}$ focusing on 4.5mm from the point of a thermolysis performance, and this is proposed in JP,5-196383,A. What is necessary is on the other hand, just to decrease the warm water rate of flow v in a tube, and the projected diameter d_e of flat tube 2a from the one following, in order to make small Reynolds number Re of the passage in flat tube 2a and to always make passage in flat tube 2a into a laminar-flow region.

[0023]

[Equation 1] $Re=v\cdot d_e/\nu$, however ν are the coefficients of kinematic viscosity of warm water. Moreover, the projected diameter d_e of flat tube 2a is a diameter of circle with the same area as the cross section of flat tube 2a. And what is necessary is just to enlarge the tube passage gross area St from the two following, in order to decrease the above-mentioned rate of flow v in a tube.

[0024]

[Equation 2] $v=V_w/St$, however V_w are the warm water flow rates to a heat exchanger 2, and St is total of the passage cross section of all tube 2a of core section 2c. Moreover, what is necessary is just to make small the passage cross section A per one of flat tube 2a from the three following, in order to make small the projected diameter d_e of flat tube 2a.

[0025]

[Equation 3] $d_e=4\cdot A/L$, however L are the wetted-perimeter length in flat tube 2a (it sets in below-mentioned drawing 7 and the cross-section configuration of flat tube 2a shown in 8, and is inner circumference side-attachment-wall side length). In addition, what mixed the antifreezing solution with which the warm water (engine cooling water) through which it circulates to a heat exchanger 2 generally mixed the rust-proofer etc., and water by a unit of about 50% is used, and warm water temperature is maintained with the thermostat 5 by 85 degrees of abbreviation C.

[0026] By the way, since it conflicts, in order to enlarge the tube passage gross area St , making small the passage cross section A of flat tube 2a, as for making small the passage cross section A per one of flat tube 2a, and enlarging the tube passage gross area St , it is desirable to adopt the composition of core section 2c like a degree. That is, on the other hand, it is good to increase the number of installation of flat tube 2a which pours warm water only to Mukai on the other hand, without considering composition of core section 2c as the U-turn type which makes a U-turn and pours warm water in the core section cross section ($W\times D$) and to which warm water flows in parallel within the same cross section ($W\times D$) as a Mukai flow type (all path types). This 1 direction-flow type (all path types) of concrete core section composition is later mentioned by drawing 15.

[0027] Next, about core section 2c with width of face of $W=180\text{mm}$ shown in said drawing 3, a height of $H=180\text{mm}$, and the size with a thickness of $D=27\text{mm}$, this invention person examined the tube passage gross area St which can make Reynolds number Re 1000 (perfect laminar-flow region shown in drawing 5) or less until the warm water flow rate V_w increased to 16l. which is a flow rate in the time of a vehicle speed 60 km/h run / min.

[0028] here, since the tube passage gross area St changes with the sizes (W, D) of core section 2c, it is shown in drawing 7 -- as -- a horizontal axis -- the ratio of the tube passage gross area St and the cross section ($W\times D$) of core section 2c -- $St/W\times D$ was taken, Reynolds number Re was taken along the vertical axis, inside thickness b of tube 2a was taken in $0.5-1.7$ as a parameter, and the relation between the aforementioned ratio $St/W\times D$ and Reynolds number Re was considered

[0029] Inside thickness b of the above-mentioned tube 2a says the thickness of the direction of a shorter side of flat tube passage in the cross-section configuration of flat tube 2a shown in drawing 8. Moreover, a shows the width-of-face size of the direction of the long side of flat tube 2a. In examination of drawing 7, inside thickness b was changed as the inside width of face a of flat tube 2a being fixed 26.5mm .

[0030] Consequently, the aforementioned ratio $St/W\times D$ in each tube thickness b from which Reynolds number Re is set to 1000 is expressed with O mark of drawing 7. As shown in drawing 7, in each tube thickness b , many aforementioned ratio $St/W\times D$ from which Reynolds number Re becomes 1000 or less exists. Then, this invention person examined optimal tube thickness b from the performance side further, and considered the relation between this optimal tube thickness b and the tube passage gross area St .

[0031] That is, in with width-of-face [of $W=180\text{mm}$], height [of $H=180\text{mm}$], and a thickness of $D=27\text{mm}$ core section 2c, the fin height H_f examined optimal tube thickness b from the performance side as 4.5mm which is the central value of the aforementioned optimal range ($3-6\text{mm}$). Drawing 9 is the warm water flow rate V_{w0} which is what took the warm water flow rate V_w to a heat exchanger 2 along the horizontal axis, and is determined by the matching point of water flow resistance of a heat exchanger 2, and the pump characteristics of the water pump 3 of an engine 1 for a vertical axis in the thermolysis performance Q of a heat exchanger 2. Thermolysis performance Q_0 which can be set It is a performance at the time of real use of a heat exchanger 2.

[0032] Tube thickness b is changed and drawing 10 (a) is the thermolysis performance Q_0 at the time of real use of the above-mentioned heat exchanger 2. It asks. Arranging, a vertical axis is the thermolysis performance Q_0 at the time of real use of a heat exchanger 2. Thermolysis performance Q_0 at the time of being $b=0.7$ highestmm It is referred to as 100 and is the thermolysis performance Q_0 at the time of these $b=0.7\text{mm}$. Thermolysis performance Q_0 of each receiving tube thickness b The rate is shown.

[0033] It turns out that the optimal range of tube thickness b is 0.6-1.2mm so that I may be understood from this drawing 10 (a). For drawing 10 (b), Reynolds number Re is tube thickness b in 500, and water side heat transfer rate α_{haw} . It is water side heat transfer rate α_{haw} , so that a relation is shown and b size is small. Although it improves Since a tube pipe internal resistance increases by reduction of b size, a circulation warm water flow rate decreases actually and a thermolysis performance falls like drawing 10 (a), tube thickness b needs to make the 0.6 aforementionedmm a minimum.

[0034] It is expressed with the slash section X of drawing 11 when the optimal range of a tube passage gross-area ratio ($St/W \times D$) is searched for based on the above result from the optimal range (3-6mm) of the fin height H_f , and the optimal range (0.6-1.2mm) of tube thickness b . If a tube passage gross-area ratio ($St/W \times D$) is taken for this along a vertical axis as shown in drawing 12, tube thickness b is taken along a horizontal axis and it rewrites Ln in the optimal fin height ($H_f=3-6mm$) and the combination of the optimal tube thickness ($b=0.6-1.2mm$), it becomes within the limits of the slash section by which the tube passage gross-area ratio ($St/W \times D$) was surrounded by A, B, C, and D of drawing 12, i.e., within the limits of 0.07-0.24.

[0035] By setting up a tube passage gross-area ratio ($St/W \times D$) within the limits of this slash section of A, B, C, and D, in the heat exchanger use warm water flow rate range (a maximum of 16l. / min), it becomes possible to always make Reynolds number Re of tube passage or less into 1000, and let the warm water flow in tube passage be a laminar-flow region. Next, the thermolysis performance of the heat exchanger 2 concretely designed based on the specification range mentioned above is shown in drawing 13. The heat exchanger 2 in drawing 13 is $D=27mm$ in width of face of $W=180mm$ of core section 2c, a height of $H=180mm$, and thickness, and fin height H_f and tube thickness b are $H_f=4.5mm$ which is the central value of the optimal range, and $b=0.9mm$, respectively.

[0036] Moreover, a tube passage gross-area ratio ($St/W \times D$) is 14.5. In the designed heat exchanger 2, when it asks for the thermolysis performance Q , as shown in drawing 13, thus, the thermolysis performance at the time of a low flow rate (4l. / min at the time of an idling) As compared with the time of a high flow rate (16l. / min at the time of 60 km/h run), it stops at reduction of 11% of abbreviation, and it is below the half of the thermolysis performance percentage reduction (22%) in the conventional heat exchanger 2 shown in drawing 2, and an extensive performance improvement can be aimed at.

[0037] It sets to the heat exchanger 2 which consists of a design specification of above-mentioned drawing 13, and drawing 14 is Reynolds number Re and water side heat transfer rate α_{haw} . A relation is summarized. In this invention heat exchanger, Reynolds number Re serves as use in 1000 or less perfect laminar-flow region in the use warm water flow rate of 4-16l. / the range of min so that I may be understood from this drawing 14, and moreover, it is water side heat transfer rate α_{haw} in a low flow rate region. It turns out that it is improving sharply as compared with elegance conventionally.

[0038] Next, the example of the heat exchanger 2 which applied the numerical limited composition of core section 2c by this invention is described. Drawing 15 is what shows one example of the heat exchanger 2 for heating of the air conditioner for automobiles. Core section 2c consists of flat tube 2a and corrugated fin 2b which were mentioned above. Junction support is carried out at core plate 2d, Tanks 2e and 2f are joined by this core plate 2d, and, as for the ends of flat tube 2a, the entrance pipes 2g and 2h of warm water are further connected to these tanks 2e and 2f by the seal joint 2i and 2j possible [desorption], respectively.

[0039] In drawing 15, if the pipe 2g side is connected to the warm water entrance side of the warm water circuit of an engine 1, warm water will flow in a path (warm water entrance pipe 2g and warm water entrance-side tank 2e, flat tube 2a, and warm water outlet side tank 2f and warm water outlet pipe 2h). Namely, in the end section of core section 2c, while arranging warm water entrance-side tank 2e covering the crosswise overall length In the other end of core section 2c, warm water outlet side tank 2f is arranged covering the crosswise overall length, and while warm water flows only in the outlet side tank 2f one direction through flat tube 2a from entrance-side tank 2e, it is constituted as a Mukai flow type (all path types).

[0040] Such by on the other hand constituting a heat exchanger 2 as a Mukai flow type (all path types), it is possible to reconcile easily reduction of the cross section A per one of flat tube 2a mentioned above and the increase in the gross area St of the whole flat tube 2a. The heat exchanger 2 shown in drawing 15 is a product made from the aluminum. Flat tube 2a, It is fabricated by the core from the aluminum clad plate which carried out the clad of the brazing filler metal at both sides or one side. core plate 2d and Tanks 2e and 2f -- the aluminum -- Moreover, after corrugated fin 2b is fabricated from the aluminum raise in basic wages material which is not carrying out the clad of the brazing filler metal and makes these parts predetermined structure with ****, in the soldering furnace, it was heated to soldering temperature, really soldered the whole *****, and has made integral construction to it.

[0041] Here, as for the board thickness of range [of 0.2-0.4mm], and corrugated fin made from aluminum 2b, it is [the board thickness of flat tube made from aluminum 2a] desirable from viewpoints, such as a heat transfer rate and intensity, to set it as the range of 0.04-0.08mm, respectively. Drawing 16 shows other examples of the heat exchanger 2 which applies this invention, and deforms the configuration of a tank portion. (a) - (c) is the example which set the width of face of core section 2c, and Tanks [2e and 2f] width of face as the same size, and changes an installation position with a warm water entrance pipes [2g and 2h] of each tanks [2e and 2f].

[0042] Moreover, to the width of face of core section 2c, (d) - (f) is the example set up so that Tanks [2e and 2f] width of face might become large, and changes an installation position with a warm water entrance pipes [2g and 2h] of each tanks [2e and 2f]. In addition, in drawing 15 and 16, since the heat exchanger 2 serves as a symmetrical configuration at the warm water flow direction of core section 2c, the above-mentioned explanation makes tank 2e a warm water outlet side conversely, and that of it being good also considering tank 2f as a warm water entrance side is natural.

[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-136176

(43)公開日 平成8年(1996)5月31日

(51)Int.Cl. ⁸	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F 2 8 F 1/30		A		
B 6 0 H 1/08		A		
F 2 8 D 1/053		A		

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願平6-270833

(22)出願日 平成6年(1994)11月4日

(71)出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 福岡 幹夫

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

(72)発明者 安芸 佳史

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

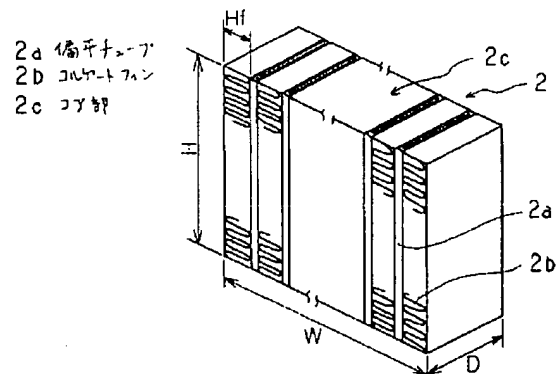
(74)代理人 弁理士 伊藤 洋二

(54)【発明の名称】 コルゲートフィン型熱交換器

(57)【要約】

【目的】 自動車用空調装置の暖房用熱交換器2において、温水流量の低流量域における放熱性能を向上する。

【構成】 暖房用熱交換器2のコルゲートフィン2bの高さHfを3～6mmに設定し、偏平チューブ2aの内側厚さを0.6～1.2mmに設定し、コア部2cの幅Wと厚さDの積で表される断面積(W×D)と、偏平チューブ2aの流路総断面積Stとの比($St/W \times D$)を、前記コルゲートフィン2bの高さHfおよび偏平チューブ2aの内側厚さに応じて、0.07～0.24の範囲に設定する。これにより、偏平チューブ流路のレイノルズ数を小さくして、温水流量の変動に係わらず常に層流域となし、水側熱伝達率の変化を小さくするとともに、水側熱伝達率自体も高めて、低流量域での放熱性能を向上する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 空気送風方向に平行となるように多数並列配置され、かつ空気送風方向には1列のみ配置された偏平チューブと、

この多数並列配置された偏平チューブの間に配置され、接合されたコルゲートフィンとを有するコルゲートフィン型熱交換器であって、(a)前記偏平チューブの内側厚さが0.6~1.2mmの範囲に設定され、(b)前記コルゲートフィンの高さが3~6mmの範囲に設定され、(c)前記偏平チューブと前記コルゲートフィンとから構成されるコア部の全面幅寸法(W)と厚さ寸法(D)の積で表される断面積(W×D)と、前記偏平チューブの流路総断面積(S_t)との比(S_t/W×D)が、

前記偏平チューブの内側厚さおよび前記コルゲートフィンの高さに応じて、0.07~0.24の範囲に設定されていることを特徴とするコルゲートフィン型熱交換器。

【請求項2】 自動車エンジンにて駆動されるウォータポンプにより温水が循環する自動車用空調装置の暖房用熱交換器として用いられ、

前記コア部を流通する温水流量が16リットル/minのとき、レイノルズ数が1000以下となるように構成されていることを特徴とする請求項1に記載のコルゲートフィン型熱交換器。

【請求項3】 前記偏平チューブおよび前記コルゲートフィンはアルミニウムにて形成され、

前記偏平チューブの板厚は0.2~0.4mmの範囲に設定され、

前記コルゲートフィンの板厚は0.04~0.08mmの範囲に設定されていることを特徴とする請求項1または2に記載のコルゲートフィン型熱交換器。

【請求項4】 前記偏平チューブおよび前記コルゲートフィンからなるコア部の一端部に、前記偏平チューブに温水を流入させる温水入口側タンクが配置されており、前記コア部の他端部には、前記偏平チューブから流出する温水が集合する温水出口側タンクが配置されており、前記コア部が前記温水入口側タンクから前記温水出口側タンクへの一方向のみに流れるように構成されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1つに記載のコルゲートフィン型熱交換器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は温水と空気を熱交換して空気を加熱する暖房用のコルゲートフィン型熱交換器に関するもので、特に温水流量が広範に変化する自動車用空調装置の暖房用熱交換器として好適なものである。

【0002】

【従来の技術】従来、自動車においては、図1に示すように、自動車走行用エンジン1の冷却水(温水)回路に

暖房用熱交換器2を設置し、エンジン1により駆動されるウォータポンプ3によって暖房用熱交換器2に温水を循環するとともに、流量制御弁4により暖房用熱交換器2への温水流量を制御して、この熱交換器2の吹出空気温度を調整するようにしている。

【0003】また、ウォータポンプ3によって、サーモスタット5を介してラジエータ6にエンジン冷却水を循環し、このラジエータ6でエンジン冷却水を冷却するようにしている。サーモスタット5は周知のごとく冷却水温度が所定温度以上に上昇したとき開弁してラジエータ6に冷却水を流すものである。7はエンジン冷却水のバイパス回路である。8はラジエータ側回路で、9はヒータ側回路であり、ウォータポンプ3はこれら回路7、8、9のすべてに冷却水を循環させる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、ウォータポンプ3がエンジン1により駆動されるため、ポンプ回転数はエンジン回転数、換言すれば車速により大幅に変化し、それに伴って暖房用熱交換器2への温水流量も大幅に変化することになる。このように、暖房用熱交換器2への温水流量が大幅に変化する結果、低車速時(低流量時)には、図2に示すように、暖房用熱交換器2の放熱性能が極端に低下するという問題が生じる。

【0005】すなわち、図2は縦軸に熱交換器2の放熱性能Qをとり、横軸に熱交換器2への温水流量V_wをとったものであり、車速:60Km/h走行時の温水流量は16リットル/minであり、アイドリング時の温水流量は4リットル/minである。この温水流量の低下に伴って、アイドリング時の放熱性能は、車速:60Km/h走行時に比して22%も低下してしまい、暖房フィーリングが損なわれるという問題があった。

【0006】特に、自動車が市街地走行しているときには、道路信号により自動車の発進、停止が頻繁に繰り返されるので、アイドリング時になるとその都度、乗員は暖房不足を感じることになり、暖房フィーリングが著しく損なわれるという問題があった。本発明者は、上記の放熱性能低下の原因について、種々検討、考察したところ、以下の理由であることが判明した。

【0007】暖房用熱交換器2は図3に示すように、空気送風方向に平行となるように多数並列配置された偏平チューブ2aを有し、この偏平チューブ2aは、空気送風方向には1列のみ配置されており、そしてこの多数並列配置された偏平チューブ2aの間にコルゲートフィン2bが配置され、接合されたコルゲートフィン型熱交換器として構成されている。2cはこの偏平チューブ2aとコルゲートフィン2bとからなるコア部を示す。

【0008】図4は縦軸に偏平チューブ2aの水側熱伝達率α_wをとり、横軸に偏平チューブ2aによる温水流路のレイノルズ数Reおよび温水流量V_wをとったものである。この図4から理解されるように、暖房用熱交換

器2に流れる温水流量の範囲(車速:60Km/h走行時の温水流量は16リットル/min、アイドリング時の温水流量は4リットル/min)内では、レイノルズ数が500~2200であり、層流域から遷移流域で暖房用熱交換器2が使用されるため、水側熱伝達率 α_w が温水流量の変化により大きく変化する。その結果、低流量域で水側熱伝達率 α_w が大きく低下して、アイドリング時の放熱性能を低下させる原因となっていることが分かった。

【0009】この図4は、偏平チューブ2aとして、その内表面に温水の乱流促進用のディンプル(凹凸形状部)を付加してないノーマルチューブを使用した場合の実験結果を示す。上記水側熱伝達率 α_w の向上のためには、通常、チューブ内の温水の乱流促進を図ることが多用されており、具体的にはチューブ内に乱流促進用の乱れ発生器を挿入したり、チューブ内面に乱流促進用のディンプルを形成することが従来提案されている。

【0010】そこで、この乱流促進用のディンプルを形成した偏平チューブ2aを用いた場合の水側熱伝達率 α_w について測定してみると、図5に示すように、前記ノーマルチューブに比してディンプルチューブは水側熱伝達率 α_w が全体的に向上する。また、乱流から層流への遷移点のレイノルズ数 Re はノーマルチューブの場合の1400から1000に減少する。

【0011】しかし、ディンプルチューブにおいても、水側熱伝達率 α_w が温水流量の変化により大きく変化する点はいかかわらず同じである。そのため、ディンプルチューブのごとき乱流促進技術を用いたとしても、低流量時(低車速時)での放熱性能不足という課題は解決されない。本発明は上記点に鑑みてなされたもので、低流量域での放熱性能を効果的に向上できるコルゲートフィン型熱交換器を提供することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】前述の図4、5から理解されるように、レイノルズ数略1000を遷移点として、それ以下の領域では、層流域でのレイノルズ数に対する水側熱伝達率 α_w の変化(傾き)が非常に小さくなることが分かった。本発明はこの層流域での水側熱伝達率 α_w の変化(傾き)が非常に小さくなることに着目し、偏平チューブ流路のレイノルズ数を極端に小さくして、温水流量の通常の使用範囲では高流量域から低流量域に至るまで常に偏平チューブ流路が完全な層流域となるようにして、水側熱伝達率 α_w の変化を小さくすると同時に、水側熱伝達率 α_w を高めて、低流量域での放熱性能を向上させようとするものである。

【0013】そのために、本発明では、請求項1~4記載の技術的手段を採用している。すなわち、請求項1記載の発明では、空気送風方向に平行となるように多数並列配置され、かつ空気送風方向には1列のみ配置された偏平チューブ(2a)と、この多数並列配置された偏平

チューブ(2a)の間に配置され、接合されたコルゲートフィン(2b)とを有するコルゲートフィン型熱交換器であって、(a)前記偏平チューブ(2a)の内側厚さ(b)が0.6~1.2mmの範囲に設定され、(b)前記コルゲートフィン(2b)の高さ(Hf)が3~6mmの範囲に設定され、(c)前記偏平チューブ(2a)と前記コルゲートフィン(2b)とから構成されるコア部(2c)の全面幅寸法(W)と厚さ寸法(D)の積で表される断面積(W×D)と、前記偏平チューブ(2a)の流路総断面積(St)との比(St/W×D)が、前記偏平チューブ(2a)の内側厚さ(b)および前記コルゲートフィン(2b)の高さ(Hf)に応じて、0.07~0.24の範囲に設定されているコルゲートフィン型熱交換器を特徴としている。

【0014】請求項2記載の発明では、請求項1に記載のコルゲートフィン型熱交換器において、自動車エンジン(1)にて駆動されるウォータポンプ(3)により温水が循環する自動車用空調装置の暖房用熱交換器(2)として用いられ、前記コア部を流通する温水流量が16リットル/minのとき、レイノルズ数が1000以下となるように構成されていることを特徴とする。

【0015】請求項3記載の発明では、請求項1または2に記載のコルゲートフィン型熱交換器において、前記偏平チューブ(2a)および前記コルゲートフィン(2b)はアルミニウムにて形成され、前記偏平チューブ(2a)の板厚は0.2~0.4mmの範囲に設定され、前記コルゲートフィン(2b)の板厚は0.04~0.08mmの範囲に設定されていることを特徴とする。

【0016】請求項4記載の発明では、請求項1ないし3のいずれか1つに記載のコルゲートフィン型熱交換器において、前記偏平チューブ(2a)および前記コルゲートフィン(2b)からなるコア部(2c)の一端部に、前記偏平チューブ(2a)に温水を流入させる温水入口側タンク(2d)が配置されており、前記コア部(2c)の他端部には、前記偏平チューブ(2a)から流出する温水が集合する温水出口側タンク(2f)が配置されており、前記コア部(2c)が前記温水入口側タンク(2d)から前記温水出口側タンク(2f)への一方向のみに流れるように構成されていることを特徴とする。

【0017】なお、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施例記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【0018】

【発明の作用効果】請求項1~4記載の発明によれば、上記した数値限定によるコア部構成を有することにより、偏平チューブ流路のレイノルズ数を十分小さくして、温水流量が広範に変化しても、常に層流域を維持できるので、偏平チューブの水側熱伝達率の変化を小さく

できる。

【0019】しかも、これと同時に、偏平チューブの内側厚さを0.6～1.2mmという薄幅寸法に設定して水側熱伝達率を十分向上でき、かつコルゲートフィンの高さ(Hf)を3～6mmという最適範囲に設定して、放熱性能を向上できる。その結果、温水流量の低流量域でも、従来品に比して放熱性能を大幅に向上することが可能となり、暖房装置使用者の暖房フィーリングを著しく改善できる。

【0020】特に、自動車用空調装置では、自動車の発進、停止の繰り返しに伴う温水流量の変動が頻繁に生じるので、上記暖房フィーリング改善の効果は実用上、極めて有益である。

【0021】

【実施例】以下、本発明を図に示す実施例について説明する。まず、請求項1記載の発明におけるコア部構成の数値限定理由について詳述する。前述の図3において、熱交換器2のコア部2cの各寸法W、D、Hは、自動車用空調装置のヒータユニットケース内への搭載性および必要放熱性能から、一般的に、コア部幅w=100～300mm、コア部高さH=100～300mm、コア部厚さ16～42mmのものが使用されている。

【0022】また、コルゲートフィン2bの高さHfは、図6に示すように、放熱性能の点から4.5mmを中心に3～6mmの範囲に設定することが最適であり、このことは特開平5-196383号公報にて提案されている。一方、偏平チューブ2a内流路のレイノルズ数Reを小さくして、偏平チューブ2a内流路を常に層流域にするためには、下記数1から、チューブ内の温水流速vおよび偏平チューブ2aの相当円直径deを減少させればよい。

【0023】

【数1】 $Re = v \cdot de / \nu$

但し、 ν は温水の動粘性率である。また、偏平チューブ2aの相当円直径deは、偏平チューブ2aの断面積と同一面積を持つ円の直径である。そして、上記チューブ内流速vを減少させるためには、下記数2からチューブ流路総断面積Stを大きくすればよい。

【0024】

【数2】 $v = Vw / St$

但し、Vwは熱交換器2への温水流量であり、Stはコア部2cの全チューブ2aの流路断面積の総和である。また、偏平チューブ2aの相当円直径deを小さくするためには、下記数3から偏平チューブ2aの1本当たりの流路断面積Aを小さくすればよい。

【0025】

【数3】 $de = 4 \cdot A / L$

但し、Lは偏平チューブ2a内の濡れ縁長さ(後述の図7、8に示す偏平チューブ2aの断面形状において内周側壁面長さ)である。なお、熱交換器2に循環する温水

(エンジン冷却水)は、一般的には防錆剤等を混合した不凍液と、水とを約50%ずつ混ぜたものが使用されており、温水温度はサーモスタット5により略85℃に維持されている。

【0026】ところで、偏平チューブ2aの1本当たりの流路断面積Aを小さくすることと、チューブ流路総断面積Stを大きくすることは、相反するので、偏平チューブ2aの流路断面積Aを小さくしながら、チューブ流路総断面積Stを大きくするためには、次のごときコア部2cの構成を採用することが好ましい。すなわち、コア部2cの構成を、コア部断面積(W×D)内において、温水をUターンして流すUターンタイプとせずに、温水を一方向のみに流す一方流れタイプ(全バスタイプ)として、同一断面積(W×D)内で温水が並列に流れる偏平チューブ2aの設置数を増加することがよい。この一方流れタイプ(全バスタイプ)の具体的コア部構成は図15により後述する。

【0027】次に、本発明者は、前記した図3に示す幅W=180mm、高さH=180mm、厚さD=27mmの大きさを持ったコア部2cについて、温水流量Vwが車速60Km/h走行時での流量である16リットル/minに増加するまで、レイノルズ数Reを1000以下(図5に示す完全層流域)とすることができるチューブ流路総断面積Stを検討した。

【0028】ここで、チューブ流路総断面積Stはコア部2cの大きさ(W、D)により変化するため、図7に示すように横軸にチューブ流路総断面積Stとコア部2cの断面積(W×D)との比St/W×Dをとり、縦軸にレイノルズ数Reをとり、パラメータとしてチューブ2aの内側厚さbを0.5～1.7の範囲でとり、前記比St/W×Dと、レイノルズ数Reとの関係を検討してみた。

【0029】上記チューブ2aの内側厚さbは、図8に示す偏平チューブ2aの断面形状において、偏平なチューブ流路の短辺方向の厚さをいう。また、偏平チューブ2aの長辺方向の幅寸法はaで示している。図7の検討では、偏平チューブ2aの内側幅aは26.5mm一定として、内側厚さbを変更した。

【0030】その結果、レイノルズ数Reが1000になる各チューブ厚さbにおける、前記比St/W×Dは図7の○印で表される。図7に示されるように、各チューブ厚さbにおいて、レイノルズ数Reが1000以下になる前記比St/W×Dは数多く存在する。そこで、本発明者は更に性能面から最適チューブ厚さbを検討し、この最適チューブ厚さbとチューブ流路総断面積Stとの関係を検討した。

【0031】すなわち、幅W=180mm、高さH=180mm、厚さD=27mmのコア部2cにおいて、フィン高さHfは、前記最適範囲(3～6mm)の中心値である4.5mmとして、性能面から最適チューブ厚さ

bを検討してみた。図9は熱交換器2の放熱性能Qを縦軸にとり、熱交換器2への温水流量Vwを横軸にとったもので、熱交換器2の通水抵抗とエンジン1のウォータポンプ3のポンパ特性とのマッチング点によって決定される温水流量Vw₀における放熱性能Q₀が熱交換器2の実使用時の性能である。

【0032】図10(a)はチューブ厚さbを変化させて、上記熱交換器2の実使用時の放熱性能Q₀を求め、整理したものであり、縦軸は熱交換器2の実使用時の放熱性能Q₀が最も高いb=0.7mmのときの放熱性能Q₀を100とし、このb=0.7mmのときの放熱性能Q₀に対する各チューブ厚さbの放熱性能Q₀の割合を示している。

【0033】この図10(a)から理解されるように、チューブ厚さbの最適範囲は0.6~1.2mmであることが分かる。図10(b)はレイノルズ数Reが500におけるチューブ厚さbと水側熱伝達率 α_w との関係を示すもので、b寸法が小さい程、水側熱伝達率 α_w が向上するが、現実的には、b寸法の減少によりチューブ管内抵抗が増大して、循環温水流量が減少し、放熱性能が図10(a)のごとく低下するので、チューブ厚さbは前記0.6mmを下限とする必要がある。

【0034】以上の結果を基にして、フィン高さHfの最適範囲(3~6mm)と、チューブ厚さbの最適範囲(0.6~1.2mm)から、チューブ流路総断面積比($S_t/W \times D$)の最適範囲を求めると、図11の斜線部Xで表される。これを図12に示すように、縦軸にチューブ流路総断面積比($S_t/W \times D$)をとって、横軸にチューブ厚さbをとって、書き換えると、最適フィン高さ(Hf=3~6mm)と、最適チューブ厚さ(b=0.6~1.2mm)の組み合わせにおいては、チューブ流路総断面積比($S_t/W \times D$)が図12のA、B、C、Dで囲まれた斜線部の範囲内、すなわち0.07~0.24の範囲内となる。

【0035】このA、B、C、Dの斜線部の範囲内に、チューブ流路総断面積比($S_t/W \times D$)を設定することにより、熱交換器使用温水流量範囲(最大16リットル/min)において、チューブ流路のレイノルズ数Reを常に1000以下とすることが可能となり、チューブ流路での温水流れを層流域とすることができる。次に、上述した仕様範囲に基づいて具体的に設計した熱交換器2の放熱性能を図13に示す。図13における熱交換器2は、コア部2cの幅W=180mm、高さH=180mm、厚さD=27mmであり、そしてフィン高さHf、チューブ厚さbはそれぞれ最適範囲の中心値である、Hf=4.5mm、b=0.9mmである。

【0036】また、チューブ流路総断面積比($S_t/W \times D$)は14.5である。このように設計された熱交換器2において、放熱性能Qを求めたところ、図13に示すように、低流量時(アイドリング時の4リットル/m

in)における放熱性能は、高流量時(60Km/h走行時の16リットル/min)に比して、略11%の減少に止まり、図2に示した従来の熱交換器2における放熱性能減少率(22%)の半分以下であり、大幅な性能改善を図ることができる。

【0037】図14は、上記図13の設計仕様からなる熱交換器2において、レイノルズ数Reと水側熱伝達率 α_w との関係をまとめたものである。この図14から理解されるように、本発明熱交換器では、使用温水流量4~16リットル/minの範囲において、レイノルズ数Reが1000以下の完全な層流域での使用となり、しかも低流量域での水側熱伝達率 α_w が従来品に比して大幅に向上していることが分かる。

【0038】次に、本発明によるコア部2cの数値限定構成を適用した熱交換器2の具体例について述べる。図15は自動車用空調装置の暖房用熱交換器2の一実施例を示すもので、コア部2cは前述した偏平チューブ2aとコルゲートフィン2bとから構成されており、偏平チューブ2aの両端はそれぞれコアプレート2dに接合支持されており、このコアプレート2dにはタンク2e、2fが接合され、さらにこのタンク2e、2fには温水の出入口パイプ2g、2hがシールジョイント2i、2jにより脱着可能に接続されている。

【0039】図15において、例えば、パイプ2g側をエンジン1の温水回路の温水入口側に接続すれば、温水は温水入口パイプ2g、温水入口側タンク2e、偏平チューブ2a、温水出口側タンク2f、温水出口パイプ2hの経路で流れる。すなわち、コア部2cの一端部において、その幅方向全長にわたって温水入口側タンク2eを配置するとともに、コア部2cの他端部において、その幅方向全長にわたって温水出口側タンク2fを配置して、温水が入口側タンク2eから偏平チューブ2aを通して出口側タンク2fへの一方のみに流れる一方向流れタイプ(全バスタイプ)として構成されている。

【0040】このような一方向流れタイプ(全バスタイプ)として熱交換器2を構成することにより、前述した偏平チューブ2aの1本当たりの断面積Aの減少と、偏平チューブ2a全体の総断面積S_tの増加とを容易に両立させることが可能である。図15に示す熱交換器2はアルミニウム製であって、偏平チューブ2a、コアプレート2d、タンク2e、2fはアルミニウム材にろう材を両面または片面にクラッドしたアルミニウムクラッド材から成形されており、またコルゲートフィン2bはろう材をクラッドしていないアルミニウムベア材から成形されており、これらの部品を所定構造に仮組付した後に、ろう付け炉内にて、ろう付け温度まで加熱して、組付体全体を一体ろう付けして、一体構造に仕上げている。

【0041】ここで、アルミニウム製偏平チューブ2aの板厚は0.2~0.4mmの範囲、またアルミニ

ウム製コルゲートフィン2bの板厚は0.04~0.08mmの範囲にそれぞれ設定することが、熱伝達率、強度等の観点から好ましい。図16は本発明を適用する熱交換器2の他の実施例を示すもので、タンク部分の形状を変形したものである。(a)~(c)はコア部2cの幅とタンク2e、2fの幅を同一寸法に設定した例であり、かつ各タンク2e、2fへの温水出入口パイプ2g、2hの設置位置を変更したものである。

【0042】また、(d)~(f)はコア部2cの幅に対して、タンク2e、2fの幅が大きくなるように設定した例であり、かつ各タンク2e、2fへの温水出入口パイプ2g、2hの設置位置を変更したものである。なお、図15、16において、熱交換器2はコア部2cの温水流れ方向に対称形状となっているので、上記説明とは逆にタンク2eを温水出口側とし、タンク2fを温水入口側としてもよいことはもちろんである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明および従来品の説明に供するエンジン冷却水回路図である。

【図2】従来品における温水流量と放熱性能との関係を示すグラフである。

【図3】本発明および従来品の説明に供する熱交換器コア部の斜視図である。

【図4】従来品における温水流量、レイノルズ数と水側熱伝達率との関係を示すグラフである。

【図5】別の従来品における温水流量、レイノルズ数と水側熱伝達率との関係を示すグラフである。

【図6】本発明熱交換器におけるコルゲートフィンの高さとの関係を示すグラフである。

【図7】本発明熱交換器におけるチューブ総断面積比とレイノルズ数との関係を示すグラフである。

【図8】本発明熱交換器における偏平チューブの断面図である。

【図9】本発明熱交換器における温水流量と放熱性能との関係を示すグラフである。

【図10】(a)は本発明熱交換器における偏平チューブの内側厚さと放熱性能比との関係を示すグラフ、(b)は本発明熱交換器における偏平チューブの内側厚さと水側熱伝達率関係を示すグラフである。

【図11】本発明熱交換器におけるチューブ総断面積比とレイノルズ数とコルゲートフィンの高さとの関係を示すグラフである。

【図12】本発明熱交換器におけるチューブ総断面積比と偏平チューブの内側厚さとコルゲートフィンの高さとの関係を示すグラフである。

【図13】本発明熱交換器における温水流量と放熱性能との関係を示すグラフである。

【図14】本発明熱交換器と従来品における温水流量、レイノルズ数と水側熱伝達率との関係を示すグラフである。

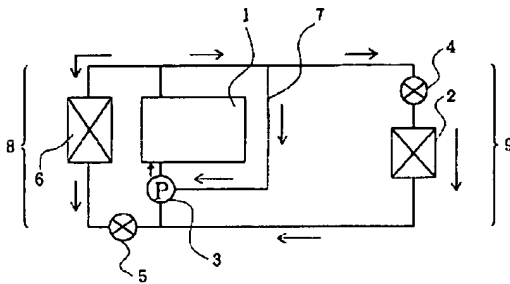
【図15】本発明熱交換器の一実施例を示す半断面正面図である。

【図16】本発明熱交換器の他の実施例を示す概略正面図である。

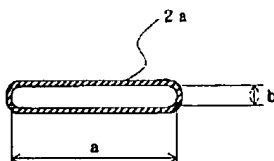
【符号の説明】

1……エンジン、2……暖房用熱交換器、2a……偏平チューブ、2b……コルゲートフィン、2c……コア部、2e、2f……タンク。

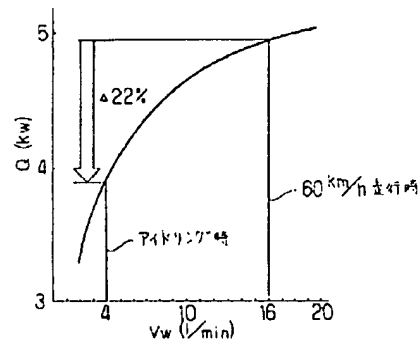
【図1】



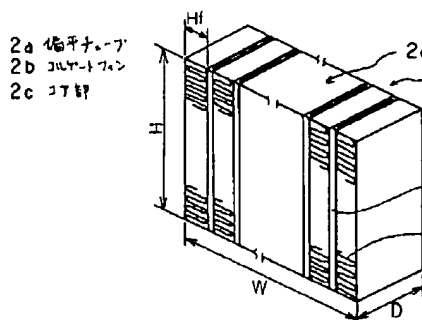
【図8】



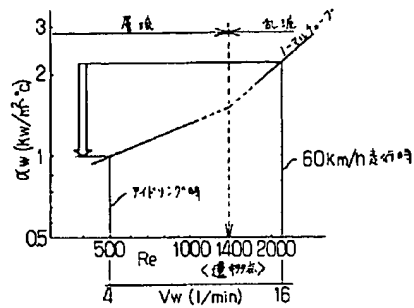
【図2】



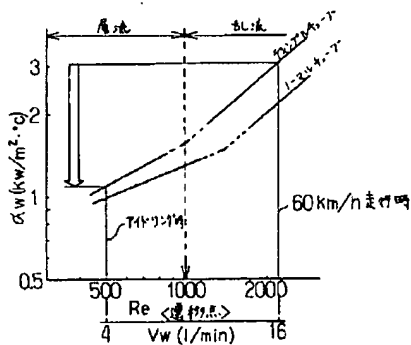
【図3】



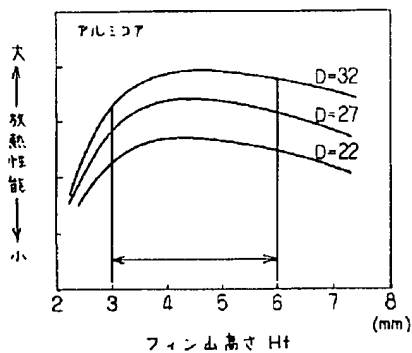
【図4】



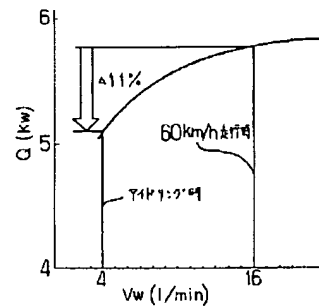
【図5】



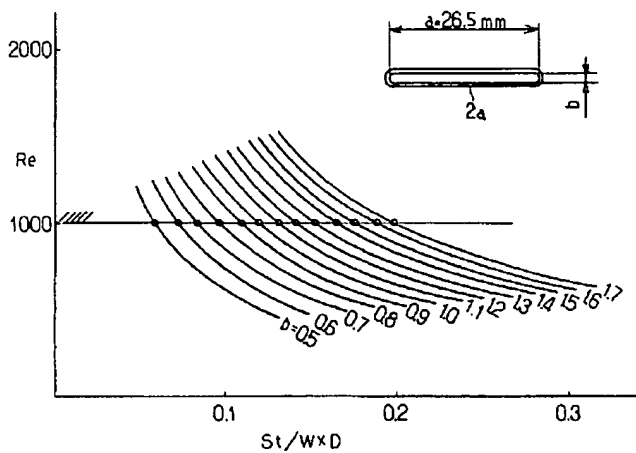
【図6】



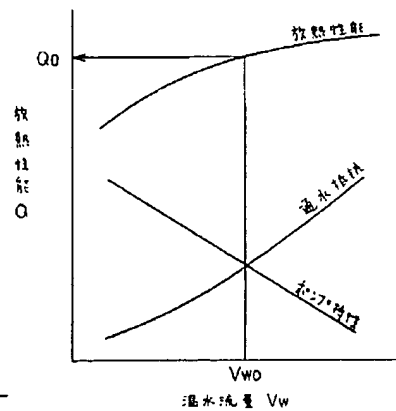
【図13】



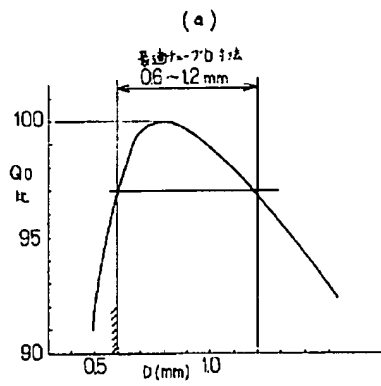
【図7】



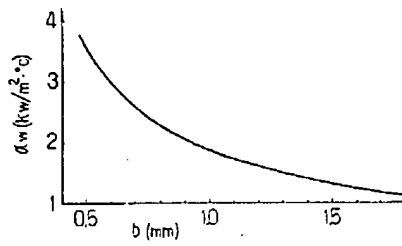
【図9】



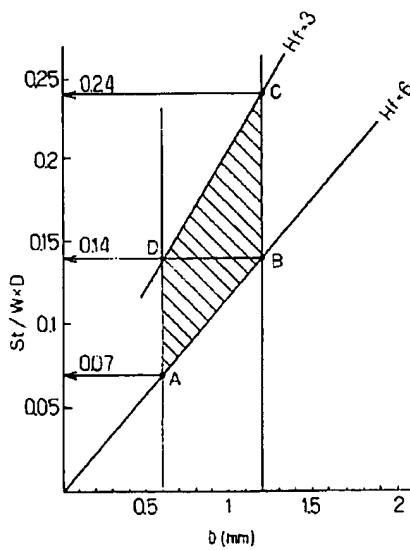
【図10】



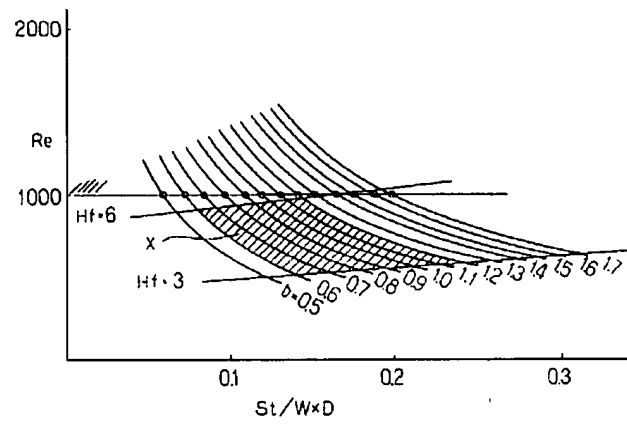
(b)



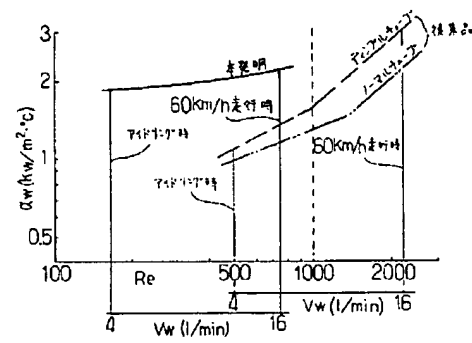
【図12】



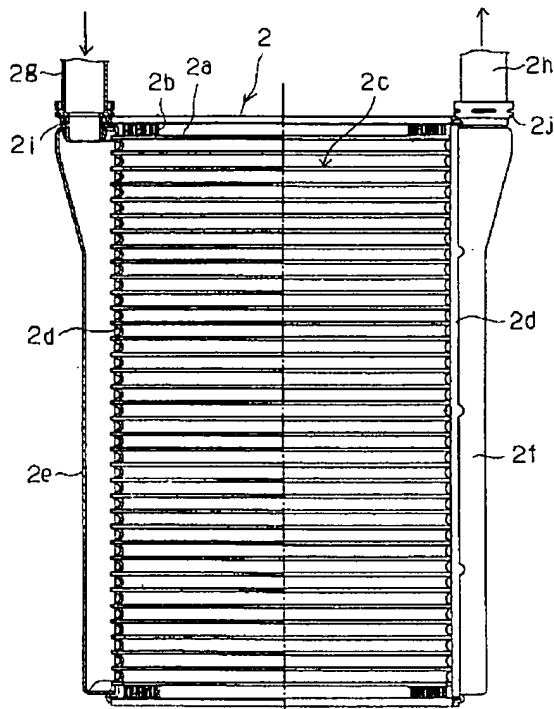
【図11】



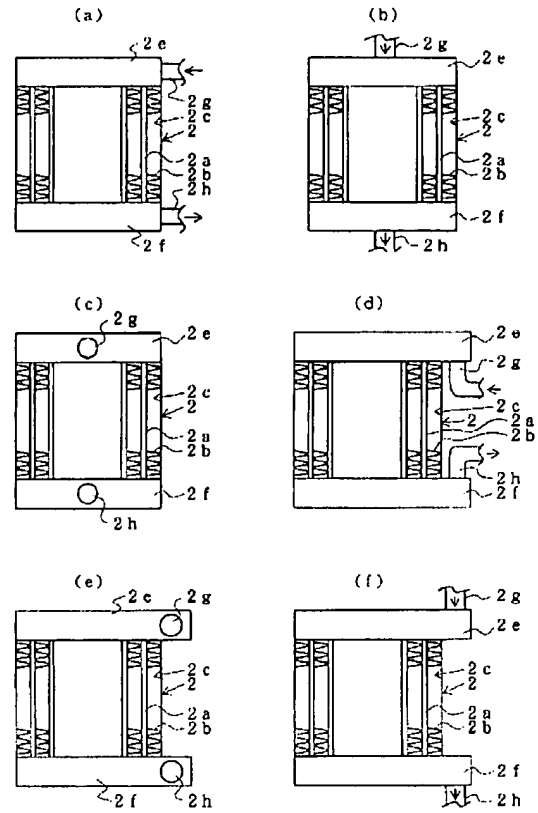
【図14】



【図15】



【図16】



CLIPPEDIMAGE= JP408136176A

PAT-NO: JP408136176A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 08136176 A

TITLE: CORRUGATED FIN TYPE HEAT EXCHANGER

PUBN-DATE: May 31, 1996

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

FUKUOKA, MIKIO

AKI, YOSHIFUMI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

NIPPONDENSO CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP06270833

APPL-DATE: November 4, 1994

INT-CL (IPC): F28F001/30;B60H001/08 ;F28D001/053

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve the radiating performance of the low flow rate area of a warm water in a heat exchanger for space heating for an automotive air conditioner.

CONSTITUTION: The height H_f of the corrugated fin 2b of a heating heat exchanger 2 is set to 3 to 6mm, the inner thickness of a flat tube 2a is set to 0.6 to 1.2mm, and the ratio $(St/W \times D)$ of the sectional area $(W \times D)$ represented by the product of the width W to the thickness D of a core 2c to the channel total sectional area St of the tube 2a is set to the range of 0.07 to 0.24 in response to the height H_f of the fin 2b and the inside thickness of

the tube 2a. Thus, the Raynolds number of the channel is reduced, a laminar flow area is always formed despite the change of warm water flow rate, the changer of a water side heat transfer ratio is reduced, a water side heat transfer ratio itself is increased, and hence the radiating performance of the low flow rate area is improved.

COPYRIGHT: (C)1996, JPO